

УДК 697.443

Э.Г.БРАТУТА, д-р техн. наук, О.В.КРУГЛЯКОВА, канд. техн. наук  
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»  
Д.Х.ХАРЛАМПИДИ, канд. техн. наук  
Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, г.Харьков

## **МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РЕЖИМА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ОТОПЛЕНИЯ ЖИЛЫХ ПОМЕЩЕНИЙ**

Предлагается методика оценки температуры внутреннего воздуха в помещении при различных отклонениях от расчетного режима температур подачи теплоносителя в двухтрубной системе отопления.

В существующих положениях [1] о централизованном отоплении жилых помещений в качестве основной нормативной характеристики, определяющей режим подачи теплоносителя потребителю, принято количество теплоты, приходящееся на  $1 \text{ м}^2$  жилой площади. Фактически по этому показателю производится расчет с населением за оказанные теплосетью услуги по отоплению. С таким подходом трудно не согласиться, но лишь в том случае, когда температуры «прямой»  $t_w^{\text{пр}}$  и «обратной»  $t_w^{\text{обр}}$  воды в системе отопления дома соответствуют требованиям графика качественного регулирования отопительной нагрузки [1]. При этом предполагается, что в помещении при этих параметрах теплоносителя должна установиться комфортная температура внутреннего воздуха, определяемая требованиями СНиП [2].

Однако в ряде распространенных случаев требования указанного нормативного документа [2] по тем или иным причинам не выполняются, а следовательно, не обеспечивается расчетная (комфортная) температура внутреннего воздуха  $t_{\text{вн}}^{\text{р}}$ , что отрицательно сказывается на тепловом режиме помещения.

Очевидно, в зависимости от состояния отопительных приборов, соответствия их поверхности теплоотдачи известным требованиям [2], состояния дверных и оконных проемов, а также качества наружных ограждений действительная температура внутри помещения  $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$  может заметно отличаться от ее нормативного значения  $t_{\text{вн}}^{\text{р}}$ .

Поэтому представляется целесообразной разработка такой методики оценки режима централизованного теплоснабжения жилых помещений, на основании которой вне зависимости от теплотехнической эффективности отопительных приборов и уровня теплозащиты ограждающих конструкций помещения можно объективно определить действительную температуру внутреннего воздуха  $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$  при заданной температуре наружного воздуха  $t_{\text{н.в}}$  и действительных температурах «пря-

мой» и «обратной» воды в системе отопления.

При этом может оказаться, что даже в случае нормативного удельного количества теплоты (определяемого, например, по счетчику на узле ввода) температура воздуха  $t_{\text{вн}}^{\text{Д}}$  остается ниже нормативной  $t_{\text{вн}}^{\text{П}}$ .

Известно [3], что равновесная температура в помещении  $t_{\text{вн}}^{\text{Д}}$  устанавливается как следствие равенства количества теплоты  $Q_{\text{в}}$ , выделяемой внутри помещения, количеству теплоты  $Q_{\text{п}}$ , уходящему из помещения в окружающую среду в виде тепловых потерь.

При этом

$$Q_{\text{в}} = \alpha_{\text{п}} F_{\text{п}}^{\Phi} (t_{\text{п}}^{\text{Д}} - t_{\text{вн}}^{\text{Д}}), \quad (1)$$

где  $\alpha_{\text{п}}$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревательного прибора к воздуху внутри помещения, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $F_{\text{п}}^{\Phi}$  – фактическая площадь теплообменной поверхности отопительных приборов, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{п}}^{\text{Д}}$  – действительная средняя температура поверхности нагревательного прибора, °С.

С достаточной для инженерных расчетов степенью точности величину  $t_{\text{п}}^{\text{Д}}$  для двухтрубной системы отопления можно принять равной:

$$t_{\text{п}}^{\text{Д}} = 0,5 (t_{\text{вд}}^{\text{пр}} + t_{\text{вд}}^{\text{обр}}), \quad (2)$$

где  $t_{\text{вд}}^{\text{пр}}$  и  $t_{\text{вд}}^{\text{обр}}$  – действительные температуры «прямой» и «обратной» воды на узле ввода, °С.

С другой стороны,

$$Q_{\text{п}} = k F_{\text{о}} (t_{\text{в}}^{\text{Д}} - t_{\text{н.в}}), \quad (3)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи от воздуха внутри помещения к наружному воздуху, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $F_{\text{о}}$  – площадь ограждающих конструкций помещения непосредственно контактирующих с наружным воздухом, м<sup>2</sup>.

Приравнявая соотношения (1) и (3), получим

$$\alpha_{\text{п}} F_{\text{п}}^{\Phi} (t_{\text{п}}^{\text{Д}} - t_{\text{в}}^{\text{Д}}) = k F_{\text{о}} (t_{\text{в}}^{\text{Д}} - t_{\text{н.в}}). \quad (4)$$

При нормативном значении температуры внутреннего воздуха в помещении уравнение теплового баланса, аналогичное уравнению (4), будет

$$\alpha_{\text{п}} F_{\text{п}}^{\text{П}} (t_{\text{п}}^{\text{П}} - t_{\text{вн}}^{\text{П}}) = k F_{\text{о}} (t_{\text{вн}}^{\text{П}} - t_{\text{н.в}}), \quad (5)$$

где  $F_{\pi}^p$  – расчетная (нормативная) площадь поверхности теплообмена отопительных приборов помещения,  $m^2$ ;  $t_{\pi}^p$  – средняя температура поверхности отопительного прибора при расчетных значениях температур воды  $t_{wp}^{np}$  и  $t_{wp}^{обp}$ , определяемых отопительным графиком качественного регулирования.

При этом

$$t_{\pi}^p = 0,5 (t_{wp}^{np} + t_{wp}^{обp}). \quad (6)$$

С большой степенью точности можно считать [3], что условия конвективного стационарного теплообмена между поверхностью отопительных приборов и внутренним воздухом, определяемые величиной  $\alpha_{\pi}$  в уравнении (4) и условия теплопередачи между внутренним и наружным воздухом, определяемые величиной  $k$ , одинаковые как в случае, соответствующем уравнению (4), так и в случае, соответствующем уравнению (5).

Введя обозначение  $\varphi = F_{\pi}^{\phi} / F_{\pi}^p$ , из (4) и (5) получим соотношение для вычисления действительной температуры воздуха в помещении:

$$t_{\text{в}}^{\text{д}} = \frac{\varphi_{\pi}^{\text{д}} (t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н.в}}) + t_{\text{н.в}} (t_{\pi}^p - t_{\text{вн}}^p)}{t_{\pi}^p - t_{\text{вн}}^p + \varphi (t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н.в}})}. \quad (7)$$

В работе [4] для определения расчетных температур «прямой» и «обратной» воды при построении графика качественного регулирования отопительной нагрузки даны соотношения вида:

$$t_{wp}^{np} = t_{\text{вн}}^p + \Delta t' Q^{0,8} + 0,5 Q \theta; \quad (8)$$

$$t_{wp}^{обp} = t_{\text{вн}}^p + \Delta t' Q^{0,8} - 0,5 Q \theta, \quad (9)$$

где  $\Delta t' = 0,5 (t_1 + t_2) - t_{\text{вн}}^p$ ;  $t_1$  и  $t_2$  – температуры «прямой» и «обратной» воды при расчетной минимальной температуре наружного воздуха  $t_{\text{н.в.р}}$ .

Принимая  $t_{\text{вн}}^p = 18^{\circ}\text{C}$ , имеем

$$\Delta t' = 0,5 (95 + 70) - 18 = 64,5^{\circ}\text{C}. \quad (10)$$

В соответствии с [4] величина  $Q$  находится как:

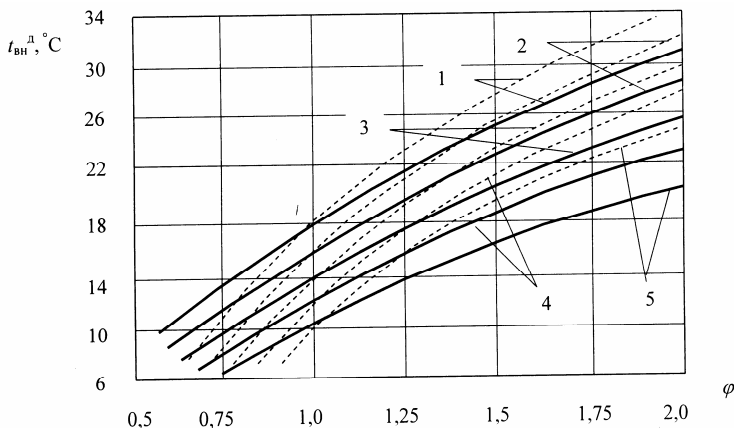
$$Q = \frac{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н.в}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н.в.р}}}. \quad (11)$$

Значение  $t_{\text{н.в.р}}$  принимается по СНиП [5], например, для г.Харькова  $t_{\text{н.в.р}} = -23^{\circ}\text{C}$ .

Величина  $\theta$ , по данным работы [4], равна  $\theta = t_1 - t_2 = 95 - 70 = 25^{\circ}\text{C}$ .

Таким образом, с помощью соотношений (8)-(11) и допущений (6), а также при наличии результатов измерений температур  $t_{\text{вд}}^{\text{пр}}$  и  $t_{\text{вд}}^{\text{обр}}$ , например по данным штатных замеров на узле ввода, можно по уравнению (7) определить действительную температуру воздуха внутри отапливаемого помещения.

На рисунке представлены результаты расчета температуры  $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$  по уравнению (7).



Изменение температуры внутреннего воздуха  $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$  в зависимости от параметра  $\varphi$   
1 – при  $\Delta t = 0$  °C; 2 –  $\Delta t = 5$  °C; 3 –  $\Delta t = 10$  °C; 4 –  $\Delta t = 15$  °C; 5 –  $\Delta t = 20$  °C.

В качестве примера величина  $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$  дана в функции коэффициента  $\varphi$  при двух значениях  $t_{\text{н.в}} = -23$  °C (пунктирные линии) и  $t_{\text{н.в}} = -10$  °C (сплошные линии). В качестве параметра кривых использовалась величина  $\Delta t$ , равная отклонению температур «прямой»  $t_{\text{w}}^{\text{пр}}$  и «обратной»  $t_{\text{w}}^{\text{обр}}$  воды на узле ввода от величин 95 °C и 70 °C, соответственно в сторону их уменьшения. Например, при  $\Delta t = 0$  и  $\varphi = 1$  при температурах  $-23$  °C и  $-10$  °C из рисунка видно, что расчетная температура внутри помещения, соответствует ее нормативному комфортному уровню  $t_{\text{вн}}^{\text{п}} = 18$  °C.

Таким образом, поскольку одно и то же количество теплоты  $Q_{\text{в}}$  можно подать в помещение при снижении температуры теплоносителя и увеличении его расхода (что, естественно, не обеспечивает санитарных норм отопления), то величина  $Q_{\text{в}}$  может быть мерой при оплате населением услуг теплосети лишь при условии нормативного уровня температур подачи теплоносителя на узле ввода.

При соответствующей доработке официальных регламентных положений о корректировке оплаты услуг теплосети при отклонении температур теплоносителя от расчетных его значений целесообразно использовать предложенное в настоящей статье уравнение (7), объективно отражающее все факторы, определяющие режим работы централизованного отопления.

- 1.СНиП 2.04.07-86\*. Тепловые сети. – М.: Минстрой России, 1994.
- 2.СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция, кондиционирование. – К., 1996.
- 3.Маляренко В.А., Редько А.Ф., Чайка Ю.И. Поволочко В.Б. Техническая теплофизика ограждающих конструкций и сооружений / Под общ. ред. В.А.Маляренко. – Харьков: Рубикон, 2001. – 280 с.
- 4.Сакун И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987. – 460 с.
- 5.СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. Госстрой СССР. – М.: Стройиздат, 1983.

*Получено 22.11.2004*